



6 - 9 сентября 2011, СумГУ, г. Сумы, Украина

XIII Международная научно-техническая конференция "ГЕРВИКОН-2011"
Международный форум "НАСОСЫ-2011"
Семинар "ЭКОН-11"

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ КОМПРЕССОРА СИНТЕЗ-ГАЗА ПРИ ЗАМЕНЕ ПЛАВАЮЩИХ УПЛОТНЕНИЙ НА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ КОНЦЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Исаченков А.А.¹, Юрко В.И.², Кухарев И.Е.³

АННОТАЦИЯ

Рассмотрен комплекс мероприятий, обеспечивающих динамическую устойчивость компрессора синтез-газа поз. 401 при замене масляных уплотнений на газодинамические концевые уплотнения. Приведены результаты расчетов, подтверждающие целесообразность и эффективность принятых технических решений. Выполнен анализ пуска агрегата с установленными сухими уплотнениями.

Ключевые слова: сухое газодинамическое уплотнение, динамика ротора, критическая частота валопровода, форма колебаний, динамическая устойчивость

В 2011 г. фирма «ГРЕЙС» проводила модернизацию компрессора синтез-газа поз. 401 на Кирово-Чепецком заводе минеральных удобрений с целью замены масляных уплотнений корпусов низкого (КНД), среднего (КСД) и высокого (КВД) давления на сухие газодинамические концевые уплотнения.

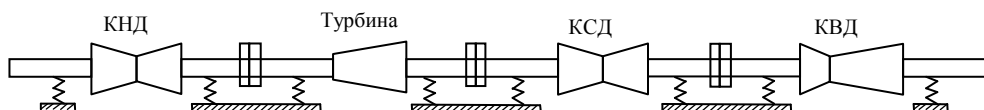
¹ Исаченков Александр Александрович, технический директор – главный инженер, ЗАО «Завод Минеральных Удобрений Кирово-Чепецкого Химического комбината», пер. Пожарный, 7, 613040, г. Кирово-Чепецк, Россия.

² Юрко Владимир Иванович, зав. бюро расчетов и программирования, ООО «ТРИЗ», ул. Машиностроителей, 1, 40020, г. Сумы, Украина.

³ Кухарев Игорь Евгеньевич, зам. главного конструктора, ООО «ТРИЗ», ул. Машиностроителей, 1, 40020, г. Сумы, Украина.

Для проведения экспертизы возможного изменения динамического состояния системы валопровода, вызванного заменой концевых масляных уплотнений на сухие газодинамические, фирма «ГРЕЙС» при проектировании узлов сухих газовых уплотнений компрессора синтез-газа поз. 401 обратилась в фирму «ТРИЗ». Была поставлена задача не только оценить влияние такой замены на динамические характеристики валопровода, но и, в случае необходимости, оптимизировать роторную систему агрегата с целью обеспечения ее динамической устойчивости и необходимых запасов по критическим частотам.

Валопровод агрегата поз. 401 состоит из роторов КНД, турбины, КСД и КВД, последовательно соединенных между собой зубчатыми муфтами. Расчетная схема валопровода приведена на рисунке 1.



Расчет динамики валопровода выполнялся на компьютере с использованием метода конечных элементов. В расчете учитывались коэффициенты жесткости опорных подшипников и масляных уплотнений, которые определялись по специальной программе расчета динамических коэффициентов масляного слоя.

В результате расчета были определены формы собственных колебаний и критические частоты вращения валопровода агрегата. Значения первых восьми критических частот валопровода приведены в таблице 1, а соответствующие им формы колебаний – на рисунке 2.

Таблица 1 – Значения критических частот валопровода агрегата штатной конструкции и запасов по критическим частотам относительно рабочей частоты

Номер критической частоты	Критическая частота, об/мин	Запас по критической частоте, %
1	4646	141
2	4768	135
3	5714	96
4	6098	84
5	14042	20
6	15197	26
7	15719	29
8	16460	32

Как видно из результатов расчетов валопровода штатной конструкции с масляными уплотнениями и штатными подшипниками, имеются достаточные запасы по критическим частотам для каждого ротора. Ближе всего к рабочей частоте вращения, составляющей $n = 11200$ об/мин, находится 5-я критическая частота валопровода, которая определяется 2-й собственной частотой ротора КНД (рис. 2, д). Запас по этой частоте для ротора в составе валопровода составляет 20%, что является достаточным.

На втором этапе расчетов, для оценки влияния на динамические характеристики роторной системы замены штатных масляных уплотнений компрессора на сухие газовые уплотнения был выполнен расчет валопровода с установленными вместо масляных уплотнений сухими газовыми уплотнениями и штатными опорными подшипниками. Значения первых восьми критических частот валопровода приведены в табл. 2, а соответствующие им формы колебаний – на рисунке 3.

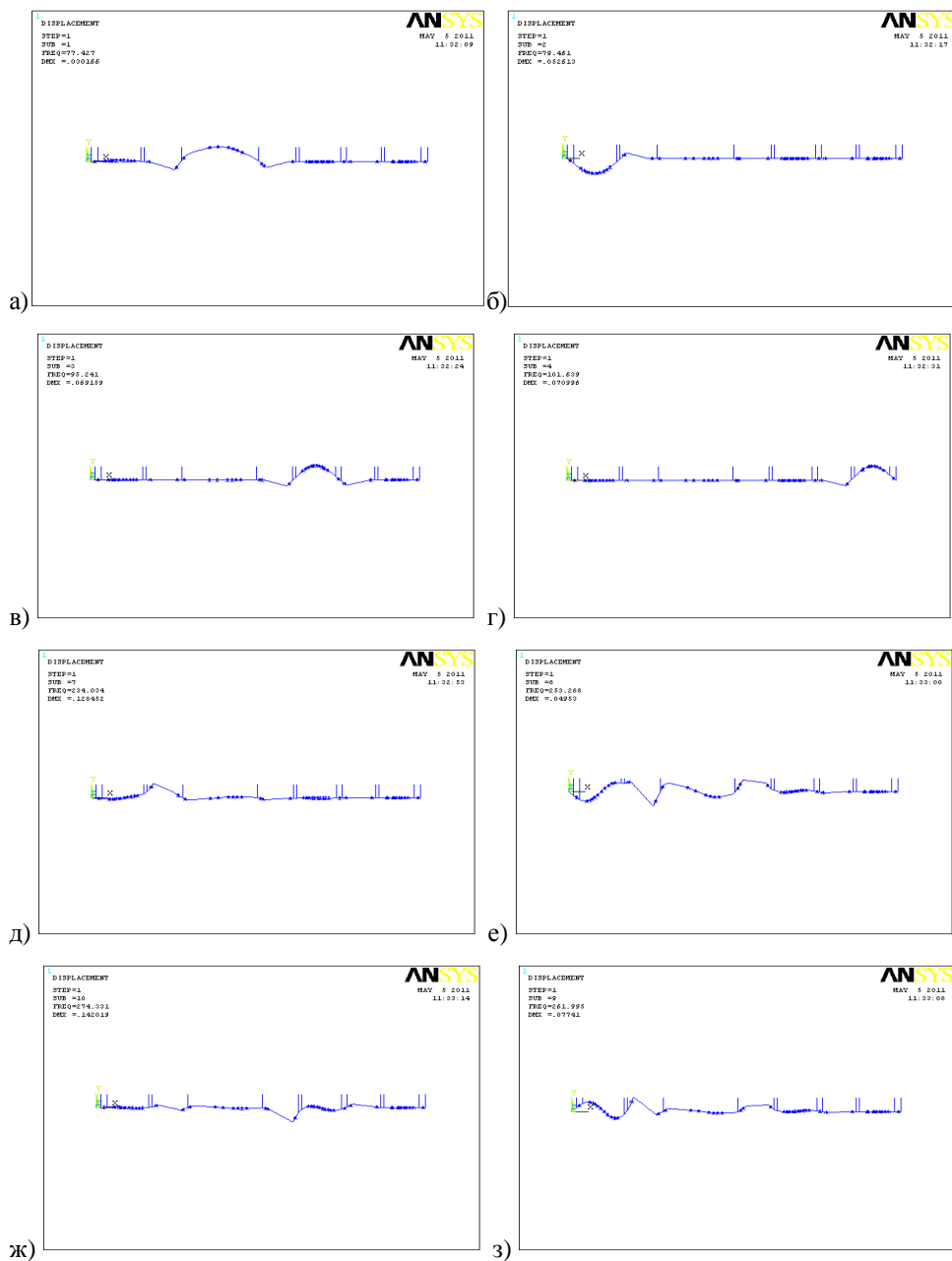


Рисунок 2 – Формы колебаний валопровода штатной конструкции для различных собственных частот: а) $n_1 = 4646$ об/мин; б) $n_2 = 4768$ об/мин; в) $n_3 = 5714$ об/мин; г) $n_4 = 6098$ об/мин; д) $n_5 = 14042$ об/мин; е) $n_6 = 15197$ об/мин; ж) $n_7 = 15719$ об/мин; з) $n_8 = 16460$ об/мин

Таблица 2 – Значения критических частот валопровода с сухими уплотнениями фирмы ГРЕЙС и штатными подшипниками и запасов по критическим частотам

Номер критической частоты	Критическая частота, об/мин	Запас по критической частоте, %
1	3627	209
2	4028	178
3	4644	141
4	4646	141
5	12040	7
6	13759	19
7	15023	25
8	15110	26

Как видно из результатов расчета валопровода с сухими уплотнениями и штатными подшипниками, при замене масляных уплотнений на сухие уплотнения происходит снижение критических частот роторов. Наиболее к рабочей частоте вращения приближается 5-я критическая частота валопровода, которая определяется 2-й собственной частотой ротора КНД (рис. 3, д), запас по ней в этом случае составляет 7% для ротора в составе валопровода, что является неприемлемым. В связи с этим возникла необходимость принятия дополнительных мер по повышению динамической устойчивости системы валопровода, обеспечивающих требуемые запасы по критическим частотам.

На третьем этапе проводился расчетный анализ различных вариантов модернизации роторной системы агрегата с сухими газовыми уплотнениями, направленных на повышение ее запасов по критическим частотам. В итоге был разработан комплекс мероприятий, обеспечивающих динамическую устойчивость компрессора синтез-газа поз. 401 при замене масляных уплотнений на сухие газовые уплотнения, который включает в себя следующие технические решения:

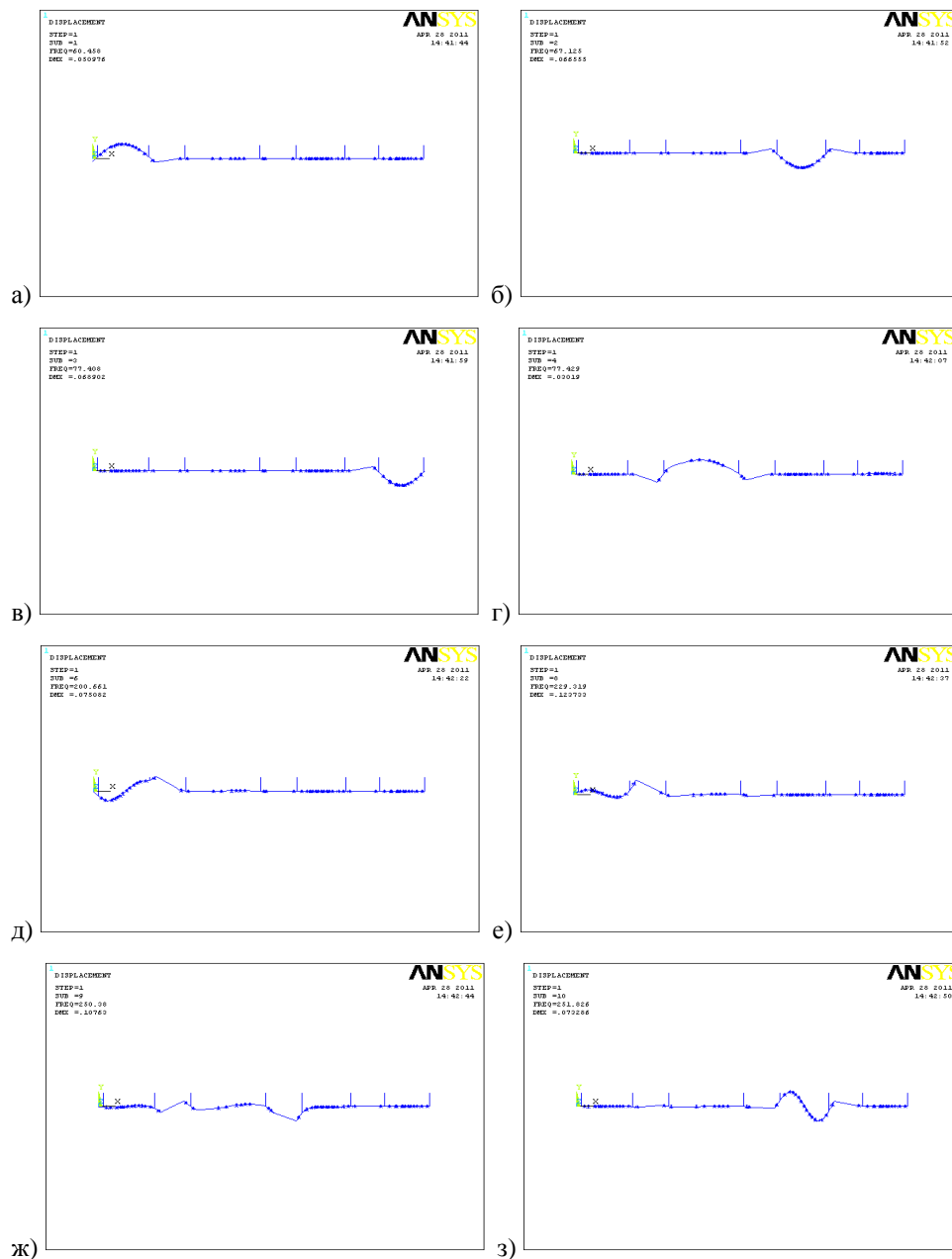


Рисунок 3 – Формы колебаний валопровода с сухими уплотнениями фирмы «ГРЕЙС» и штатными подшипниками для собственных частот:

- а) $n_1 = 3627$ об/мин; б) $n_2 = 4028$ об/мин; в) $n_3 = 4644$ об/мин;
 г) $n_4 = 4646$ об/мин; д) $n_5 = 12040$ об/мин; е) $n_6 = 13759$ об/мин;
 ж) $n_7 = 15023$ об/мин; з) $n_8 = 15110$ об/мин

1. Установка взамен штатных опорных подшипников трехсегментных демпферных подшипников фирмы «ТРИЗ» с повышенной жесткостью. Опорные подшипники фирмы «ТРИЗ» с самоустанавливающимися вкладышами на масляной гидростатической пленке обладают повышенными демпфирующими свойствами, что позволяет уменьшать уровень вибраций ротора в несколько раз независимо от их источника [1]. Повышенная жесткость подшипников позволяет повысить критические скорости вращения роторов, увеличить их отстройку от рабочей частоты и повысить динамическую устойчивость системы валопровода.

2. Установка дополнительных демпферов с вкладышами на гидростатическом подвесе. Позволяет компенсировать снижение демпфирования системы, вызванное отсутствием масляных уплотнений. Принцип действия дополнительных демпферов аналогичен принципу действия демпферных подшипников фирмы «ТРИЗ».

3. Уменьшение межопорного расстояния ротора КНД суммарно на 133,5 мм за счет изменения конструкции опорно-упорного узла и смещения опорных подшипников к середине корпуса. Это позволяет увеличить жесткость наиболее опасного с точки зрения отстройки от критических частот ротора КНД и повысить его собственные частоты.

4. Монтаж межсекционного и концевых газовых лабиринтно–лунковых уплотнений разработки фирмы «ТРИЗ» с вставками уплотнительных гребней из материала РЕЕК. Наличие лунок позволяет предотвратить возникновение в уплотнении дестабилизирующих циркуляционных сил, вызывающих аэродинамическое возбуждение, в то время как вставки из полимерного материала РЕЕК за счет минимального зазора позволяют существенно уменьшить протечки через уплотнение и повысить объемный КПД компрессора.

5. Установка лабиринтных уплотнений рабочих колес фирмы «ТРИЗ» с входными лунками. Конструкция уплотнений с лунками на входе позволяет снизить закрутку потока газа, влияющую на виброактивность ротора.

Разработка технических решений осуществлялась совместно с многовариантным расчетом динамики валопровода, в результате которого были определены оптимальные конструктивные параметры узлов, обеспечивающие максимальные запасы по критическим частотам. Значения первых восьми критических частот валопровода с сухими уплотнениями фирмы «ГРЕЙС» и подшипниками и демпферами фирмы «ТРИЗ» на роторах КНД, КСД, КВД (окончательный вариант) приведены в таблице 3, а соответствующие им формы колебаний – на рисунке 4.

Таблица 3 – Значения критических частот валопровода с сухими уплотнениями фирмы «ГРЕЙС» и подшипниками и демпферами фирмы «ТРИЗ» на роторах КНД, КСД, КВД и запасов по критическим частотам

Номер критической частоты	Критическая частота, об/мин	Запас по критической частоте, %
1	4083	174
2	4610	143
3	4646	141
4	4712	138
5	14891	25
6	15295	27
7	15571	28
8	15891	30

Полученные результаты расчетов показывают, что комплекс мероприятий, направленных на повышение динамической устойчивости валопровода агрегата поз. 401, реализуемый фирмой «ТРИЗ» совместно с установкой сухих уплотнений фирмы «ГРЕЙС» позволяет повысить запасы по критическим частотам относительно рабочей частоты вращения по сравнению со штатной конструкцией валопровода. Минимальный запас по критическим частотам для валопровода модернизированной конструкции составляет 25% (см. табл.3), что на 5% выше, чем в валопроводе штатной конструкции (см. табл.1). Это позволяет сделать вывод о целесообразности и эффективности принятых технических решений по повышению динамической устойчивости валопровода агрегата поз.401 с сухими газовыми уплотнениями фирмы «ГРЕЙС».

В период проведения капитального ремонта на компрессорном агрегате синтез-газа поз.401 были установлены сухие газодинамические уплотнения производства НПФ «Грейс - инжиниринг», а также лабиринтные уплотнения и подшипниковые узлы производства ООО «ТРИЗ».

Пуск компрессора 11.07.11 производился в автоматическом режиме согласно программе пуска. При подъеме оборотов компрессора от 0 до 7 000 об/мин уровни вибрации не превышали допустимых значений (1,5 милс – срабатывание предупредительной сигнализации). Так на 7000 об/мин вибрация составляла: КНД - 0,406...0,881 милс; КСД - 0,298...0,652 милс; КВД - 0,452...0,706 милс. Незначительный всплеск вибрации отмечался при переходе через критические обороты роторов: 5 280 об/мин – первая критическая частота КНД.

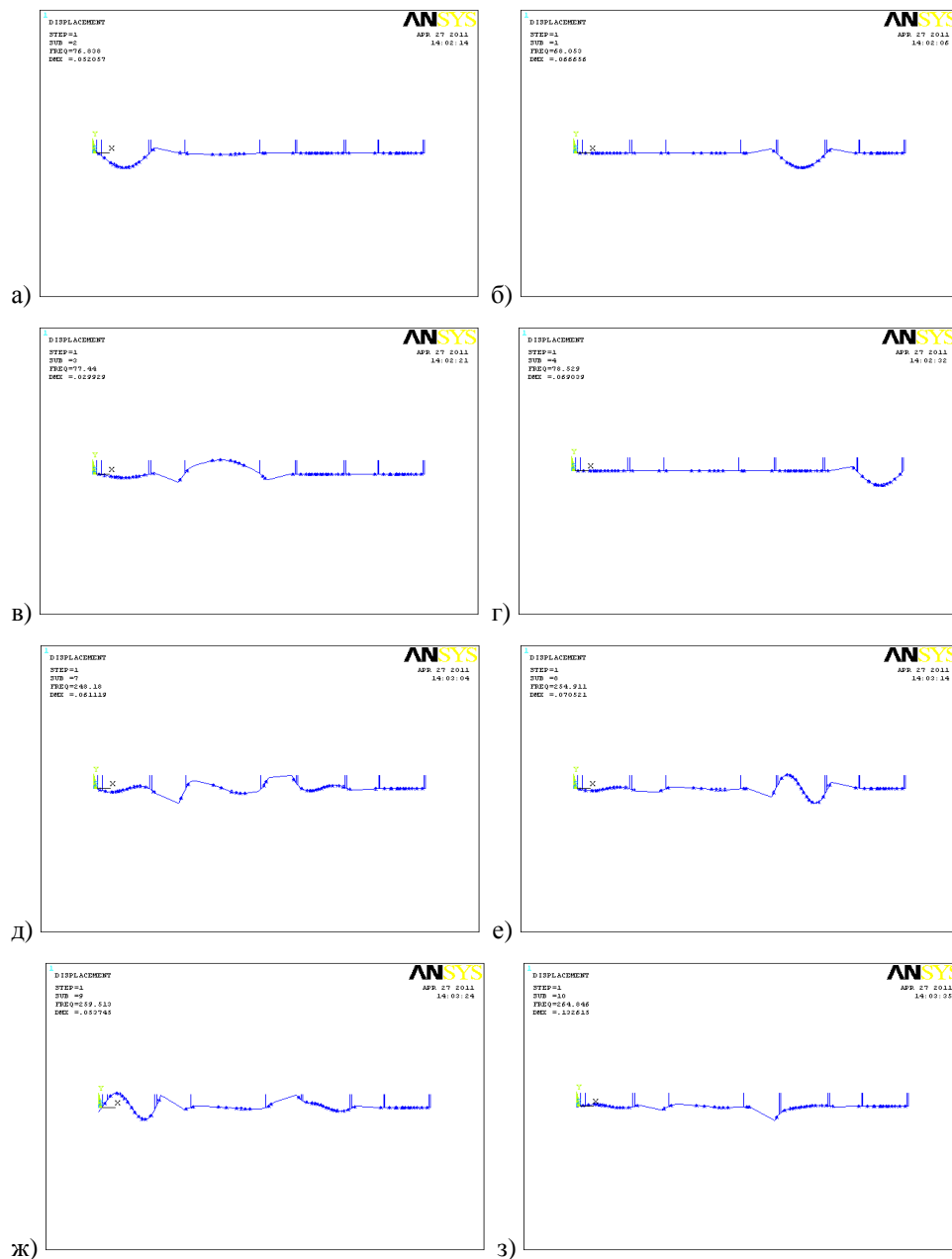


Рисунок 4 – Формы колебаний валопровода с сухими уплотнениями фирмы «ГРЕЙС» и подшипниками фирмы «ТРИЗ» для собственных частот:
а) $n_1 = 4083$ об/мин; б) $n_2 = 4610$ об/мин; в) $n_3 = 4646$ об/мин;
г) $n_4 = 4712$ об/мин; д) $n_5 = 14891$ об/мин; е) $n_6 = 15295$ об/мин;
ж) $n_7 = 15571$ об/мин; з) $n_8 = 15891$ об/мин

Следующий набор оборотов должен был происходить с 7 000 об/мин до 9 000 об/ мин. Но фактически компрессор разогнался за короткий промежуток времени до 11 406 об/мин, после чего была дана команда на остановку и в течение пяти минут компрессор был остановлен.

При наборе оборотов уровни вибрации не превышали допустимых значений. Так на максимальных оборотах 11 406 об/мин зафиксированы следующие значения вибрации: КНД - 0,475...1,104 милс; КСД - 1,083...1,198 милс; КВД - 0,547...0,599 милс.

С набором оборотов произошел рост давления нагнетания и расхода газа на всех секциях компрессора, одновременно уменьшилось давление всасывания на первой секции (с 21,808 кг/см² при 7 002 об/мин до 20,232 кг/см² при 11 406 об/мин).

При резком снижении оборотов произошел мгновенный рост вибрации на всех корпусах компрессора. Максимальное значение вибрации для каждого корпуса составило: КНД – 7,452...8,539 милс при частоте вращения 9 697,5 об/мин; КСД – 8,219...9,989 милс при частоте вращения 9 103,5 об/мин; КВД – 3,008...3,839 милс при частоте вращения 6 573 об/мин. Характерно, что на этих же оборотах при разгоне компрессора высоких уровней вибрации не отмечено.

Произошел рост давления на всасывании первой секции: с 20,232 кг/см² при 11 406 об/мин до 23,42 кг/см² при 4420,5 об/мин. Расходы газа по ступеням снизились, а давления на нагнетании каждой секции в начальный момент сброса оборотов продолжали возрастать:

- Рнагн.1ст.(1Р57): 36,36 кг/см² при 11 406 об/мин.....39,29 кг/см² при 9697,5 об/мин, временной интервал 1 мин 12 сек;

- Рнагн.2ст.(1Р59): 65,696 кг/см² при 11 406 об/мин 69,504 кг/см² при 10 620 об/мин, временной интервал 33 сек;

- Рнагн.3ст.(1Р61): 104,4 кг/см² при 11 406 об/мин 122,24 кг/см² при 10 098 об/мин, временной интервал 51 сек;

- Рнагн.4ст.(1Р63): 126,6 кг/см² при 11 406 об/мин ... 154,32 кг/см² при 10 170 об/мин, временной интервал 48 сек.

Таким образом, при быстром снижении оборотов турбины отчетливо видно противодействие сети, запирающее компрессор. Это привело к смещению рабочей точки в зону неустойчивой работы – область помпажа. Вследствие высокой вибрации роторов КНД и КСД произошло увеличение зазоров в лабиринтных уплотнениях, что увеличило влияние циркуляционных аэродинамических сил на ротора.

После непродолжительной остановки был произведен повторный пуск компрессора. Так как корпуса НД и ВД уже имели значительные дефекты в части зазоров по лабиринтным уплотнениям и состоянию подшипниковых узлов, то можно говорить о фактическом отсутствии каких-либо демфирующих и удерживающих сил. Поэтому рост вибрации роторов КНД и КСД, а затем и КВД произошел уже на оборотах 7 500...7 700 об/мин.

По результатам пусков компрессора на сухих газодинамических уплотнениях можно сделать следующие выводы: при разгоне компрессора до 11 406 об/мин уровни вибрации роторов на всех частотах вращения находились в пределах допускаемых значений. Успешно были пройдены и первые критические частоты роторов, вибрация не превышала 1,5 милс. Это служит подтверждением надежного демпфирования и динамической устойчивости роторной системы компрессора, а также ее отстройки от критических частот. Из-за нарушения технологического регламента пуска компрессора произошло смещение его рабочей точки в зону помпажа, что вызвало резкий рост вибрации, повреждение узлов лабиринтных уплотнений и подшипников, и сделало невозможной дальнейшую эксплуатацию компрессора с сухими газодинамическими уплотнениями на данном этапе. Однако полученный опыт эксплуатации компрессора синтез-газа поз. 401 с сухими уплотнениями во время его разгона до частоты вращения 11 406 об/мин позволяет с оптимизмом смотреть в будущее и свидетельствует о решении проблемы обеспечения динамической устойчивости.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Марцинковский В.С., Юрко В.И. Подшипники для динамического оборудования. //Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2002. №11 – С.32-37.

PROVIDING DYNAMIC STABILITY FOR THE SYNTHESIS GAS COMPRESSOR WHEN REPLACING FLOATING SEALS WITH GAS-DYNAMIC END SEALS

Alexandr Isachenkov,
Fertilizer plant of the Kirovo-Chepetsk Chemical Complex

Vasily Martsinkovsky, Vladimir Yurko, Igor Kuharev,
TRIZ Ltd

SUMMARY

Complex of measures providing dynamic stability for the synthesis gas compressor pos. 401 when replacing oil seals with gas-dynamic end seals is observed. Calculation results confirming reasonability and effectiveness of the taken technical solutions are given. The unit start-up with the mounted dry seals is analyzed.

Keywords: Dry gas-dynamic seal, rotor dynamics, shafting critical speed, mode shape, dynamic stability